

DE1751690

Publication Title:

MECHANISM FOR VARYING THE OPERATION OF A RECIPROCATING MEMBER

Abstract:

Abstract not available for DE1751690

Abstract of corresponding document: GB1201872

1,201,872. Linkwork. FORD MOTOR CO. Ltd. 10 July, 1968 [13 July, 1967], No. 32884/68. Heading F2K. [Also in Division F1] A mechanism for converting rotational motion of a cam 14a into reciprocating motion of a reciprocating member, e.g. an I.C. engine inlet or exhaust valve 8, through a rocker arm 17 includes a fulcrum lever 18 positioned by an eccentric 28. Changes in the angular position of the lever 18 as determined by the eccentric 28 vary the timing of valve operation and also valve lift. During valve operation the point of contact 19 between the lever and rocker arm surfaces 22 and 24 moves to the left from a position on the line of intersection 23 of the lever pivot axis and the valve stem axis with the valve closed. The surfaces 22 and 24 are contoured to provide the desired valve operating characteristics. The eccentric shaft 26 may be rotated manually or by a servomotor responsive to engine speed or manifold vacuum. The valve (8<SP>1</SP>), Fig. 5 (not shown), may be actuated by an overhead cam-shaft (14<SP>1</SP>) contacting the rocker (17<SP>1</SP>) directly. The valve (8<SP>11</SP>), Fig. 6 (not shown), in a cylinder block (9<SP>1</SP>) may be actuated by the rocker arm (17<SP>11</SP>) through a tappet (15<SP>1</SP>). An hydraulic clearance adjusting device may provide the pivot for the lever 18.

Data supplied from the esp@cenet database - Worldwide cba

Courtesy of <http://v3.espacenet.com>

⑤

Int. Cl.: F 01 I, 1/18

BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND

DEUTSCHES PATENTAMT



⑥

Deutsche Kl.: 14 d, 1/18

⑩

Offenlegungsschrift 1751 690

⑪

Aktenzeichen: P 17 51 690.4

⑫

Anmeldetag: 11. Juli 1968

⑬

Offenlegungstag: 28. Januar 1971

⑭

Ausstellungspriorität: —

⑮

Unionspriorität

⑯

Datum: 13. Juli 1967

⑰

Land: V. St. v. Amerika

⑲

Aktenzeichen: 653129

⑳

Bezeichnung: Ventilsteuerung in Kolbenmaschinen,
insbesondere Brennkraftmaschinen

㉑

Zusatz zu: —

㉒

Ausscheidung aus: —

㉓

Anmelder: Ford-Werke AG, 5000 Köln

㉔

Vertreter: —

㉕

Als Erfinder benannt: Gavasso, John M., Detroit, Mich. (V. St. A.)

Benachrichtigung gemäß Art. 7 § 1 Abs. 2 Nr. 1 d. Ges. v. 4. 9. 1967 (BGBl. I S. 960): 2. 3. 1970
Prüfungsantrag gemäß § 28b PatG ist gestellt

DT 1751 690

In Sachen:

Az. 1

Ford-Werke Aktiengesellschaft
K ö l n / Rhein

1751690

Ventilsteuerung in Kolbenmaschinen,
insbesondere Brennkraftmaschinen.

Priorität der amerikanischen Patentammlung Nr. 653 129 vom 13. Juli 1967

Die Erfindung betrifft eine Vorrichtung zur Veränderung des Betriebsauflaufes von Einlaß- und Auslaßventilen in Kolbenmaschinen, insbesondere in Brennkraftmaschinen.

In einer Brennkraftmaschine mit schnell hin- und hergehenden Kolben ist es vorteilhaft, wenn das Auslaßventil öffnet, bevor der Kolben beim Arbeitshub seinen unteren Totpunkt erreicht, um dadurch die im Herausdrücken der Verbrennungsgase bestehende negative Arbeitsleistung der Maschine zu verkleinern. Ebenso sollten zur Verbesserung der Spülung auch die Einlaßventile schon öffnen, bevor der Kolben beim Auspuffhub seinen oberen Torpunkt erreicht und zur Vergrößerung der Zylinderfüllung nach seinem unteren Totpunkt beim Saughub gut schließen.

Bei geringen Drehzahlen wird durch das Öffnen der Auslaßventile vor Erreichen des unteren Kolbentotpunktes beim Arbeitshub mehr Expansionsenergie der Verbrennungsgase verbraucht, als durch die Verringerung der Pumpenarbeit beim Auspuffhub zurückgewonnen werden kann. Das Öffnen der Einlaßventile vor dem oberen Kolbentotpunkt beim Auspuffhub ergibt eine Verdünnung der Füllung durch die Verbrennungsgase und das Schließen des Einlaßventiles nach dem Erreichen des unteren Kolbentotpunktes beim Saughub verkleinert die Füllung im Zylinder. Ge-

Fo 7772 / 9.7.1968 009885/0827

72 -

ringe oder mittlere Betriebsdrehzahlen einer Maschine mit Ventilen für hohe Drehzahlen verringern die Brennstoffeinsparungen, wohingegen sich bei hohen Betriebsdrehzahlen einer Maschine mit einer Ventileinstellung für geringe Touren die Antriebskraft vermindert.

Demzufolge wird angestrebt, den Betriebsablauf der Einlaß- und Auslaßventile zusammen mit der Drehzahl oder der Betriebsart der Brennkraftmaschine zu ändern. Zu den Verbesserungen der Wirtschaftlichkeit und der Antriebskraft tritt dann noch eine Verringerung der unerwünschten Auspuffgase hinzu. Auch für andere hin- und hergehende Teile sind gleiche Wechsel erwünscht, wie z.B. für hin- und hergehende Pumpen, bei denen die Wechsel den Wirkungsgrad verbessern.

Eine erste Stufe, derartige Ergebnisse zu erzielen ist, die Verwendung einer schneckenförmigen Übertragungsvorrichtung, durch die das Ventil mit einem Ventilbetätigungsnocken verbunden ist und die in der Lage ist, die Wirkungslänge einer der Komponenten zu verstellen, wodurch sich das Ventilspiel und die Ventilzeiten durch die Wechsel der Punkte auf dem Betätigungsnocken, bei denen die Ventiltätigkeit beginnt und endet, verändern. Auf dem gleichen grundsätzlichen Prinzip der Veränderung der Wirkungslänge einiger Einzelteile im Ventilmechanismus beruhen auch andere bekannte Systeme, die anstatt einer schneckenförmigen Übertragungsvorrichtung verschiedene Mechanismen enthalten.

Der betriebsmäßige Erfolg dieser bekannten Systeme wird ursprünglich durch zwei Schwierigkeiten beeinträchtigt. Einmal vergrößert das Vorhandensein eines Schneckensystems oder eines entsprechenden Mechanismus die Masse des Antriebssatzes erheblich, was eine wesentliche Steigerung der durch die plötzlich eintretenden Beschleunigungen der vergrößerten Massen auftretenden Kräfte mit sich bringt und eine daraus folgende

Vergrößerung der Belastbarkeit der Ventilteile selbst sowie der Nockenwelle und der Lagerschalen erfordert. Zum anderen werden die an der Nockenwelle ausgebildeten, schwach ausgeprägten Erhebungen zur Verringerung der Belastung und des Geräusches der Ventilvorrichtung umgangen, wenn sich der Mechanismus in irgendeiner anderen Einstellung als der der Maximalzeit befindet.

Aufgabe der Erfindung ist es, einen Ventilmechanismus zu schaffen, bei dem das Ventilspiel ohne zusätzliche Massen von der Maschinendrehzahl bzw. der Maschinenbelastung steuerbar ist. Erfindungsgemäß wird diese Aufgabe dadurch gelöst, daß ein den Drehpunkt des Kipphebels verändernder Schwenkhebel unmittelbar über dem Kipphebel angeordnet ist, daß der Berührungs punkt der beiden gegenüberliegenden Hebelflächen den Kipphebeldrehpunkt darstellt, welcher im Betrieb längs der beiden Hebelflächen verschiebbar ist, und daß zur Änderung des Betriebsablaufes der Ventile Mittel zum Verstellen des Hebels vorgesehen sind.

In den Ausführungsbeispielen gemäß der Erfindung sind für den Ventilmechanismus keinerlei zuzügliche Massen erforderlich, wobei gleichzeitig der Wert der langsam ansteigenden Erhebungen auf der Nockenwelle bei allen Ausführungen erhalten bleibt. Im Betätigungsmechanismus für ein hin- und hergehendes Teil, welches durch ein Ende eines Kipphebels angetrieben wird, ist ein den Kipphebeldrehpunkt verändernder Hebel vorgesehen, dessen eine Seite an der Oberfläche des Kipphebels anliegt. Der Berührungs punkt beider Oberflächen dient als Drehpunkt des Kipphebels, der sich während der Kippbewegung des Kipphebels auf den Flächen verschieben kann. Mit der Drehpunktverschiebung verändert sich auch gleichfalls die Betriebseinstellung des hin- und hergehenden Teiles, wobei die Betriebseinstellung gleich der Zeitperiode ist, während der das hin- und hergehende Teil geöffnet wird. Der hier verwendete Ausdruck "Wechsel der Be-

triebseinstellung" bezieht sich auf die durch den erfindungsgemäßen Mechanismus bewirkten Wechsel ebenso wie auf die bei der Vergrößerung oder Verkleinerung der Nockenwellendrehzahlen entstehenden Veränderungen.

Ein an einem Ende angelenkter und an der dem hin- und hergehenden Teil entgegengesetzten Seite des Kipphebels angeordneter Hebel dient als zweckmäßiges Drehpunkt-Veränderungsteil. Eine Veränderung des Hebedrehwinkels, das ist der Winkel des Hebels bezogen auf eine Festachse, wie z.B. die Achse des hin- und hergehenden Teiles, bewirkt einen Wechsel des Zeitpunktes in Relation auf den Nockenwellenverdrehpunkt, bei dem sich das hin- und hergehende Teil zu bewegen beginnt. Dies kommt dadurch zustande, daß der relative Winkel zwischen dem Hebel und der Längsachse des Kipphebels, bei dem das hin- und hergehende Teil zu arbeiten beginnt, konstant ist, unabhängig vom absoluten Verdrehungswinkel des Hebels. Eine Vergrößerung des absoluten Winkels des Hebels bezogen auf die Längsachse des Kipphebel bei eingerücktem hin- und hergehenden Teil verzögert das Öffnen des hin- und hergehenden Teiles während der Zeitdauer, die für den Kipphebel erforderlich ist, um die Vergrößerung einzuleiten. Durch die Anordnung des Drehzapfens des Armes auf der Achse des hin- und hergehenden Teiles sowie durch die Ausgestaltung der Arm- und Kipphebeloberfläche derart, daß der Berührungs punkt auch bei eingezogenem Ventilstößel auf der Stößelachse liegt, wird die mechanische Belastung der Ventilvorrichtung auf einen minimalen Wert vermindert.

Die Vorrichtung gemäß der Erfindung eignet sich vorzüglich für Steuerungen von hängenden Tellerventilen einer Verbrennungs-kolbenmaschine. In derartigen Maschinen ist der Dreharm über dem Kipphebel angeordnet, wobei eine drehbar im Zylinderkopf liegende Welle einen exzentrischen Teil besitzt, der an der Oberseite eines jeden Dreharmes anliegt und jeden auf die

Fig. 6 einen Ausschnitt aus dem Motorblock einer Kolbenmaschine mit innerer Verbrennung, bei dem die Ventile und die Nockenwelle im Block angeordnet sind oder, falls erforderlich, nur die Nockenwelle im Block, die Ventile aber im Zylinderkopf untergebracht sind.

In Fig. 1 wird der Zylinderkopf einer Kolbenmaschine mit innerer Verbrennung generell mit 7 und ein diesen durchragendes, hin- und hergehendes Tellerventil mit 8 bezeichnet.

Der Zylinderkopf 7 ist auf einen herkömmlichen Motorblock 9 montiert, in dem sich eine Verbrennungskammer 11 befindet, die vom Kolben 10 begrenzt wird. Die Verbrennungskammer besitzt mindestens zwei Ventile 8, von denen eines als Einlassventil und das andere als Auslassventil dient. Am oberen Ende des Ventiles 8 befindet sich ein Ventilteller 12, der das Gegenlager einer zwischen dem Teller 12 und dem Zylinderkopf 7 eingespannten Ventilfeder 13 darstellt, welche das Ventil 8 in seine geschlossene oder zurückgezogene Lage bewegt.

Im Motorblock ist eine bekannte Nockenwelle 14 drehbar gelagert, auf deren Nocken 14a ein Hebekopf 15 gleitet. Eine am unteren Ende mit dem Hebekopf 15 verbundene Stößelstange 16 durchdringt den Zylinderkopf 7 und stützt sich mit ihrem oberen Ende an einem Arm des über dem Zylinderkopf liegenden Kipphebels 17 ab. Die Stößelstange 16 kann sich lediglich in axialer Richtung verschieben, wobei ihr oberes Ende in einer Aussparung im Kipphebel 17 eingebettet ist, um dadurch seitliche Bewegungen des Kipphebels zu verhindern. Das andere Ende des Kipphebels 17 berührt die Spitze der Ventilstange 8, wobei der Hebekopf 15, die Stößelstange 16 und der Kipphebel 17 den Mechanismus zur Betätigung des Ventiles 8 darstellen.

Ein als Drehpunkt-Verschiebeteil ausgebildeter länglicher Hobel 18 ist drehbar an einer im Zylinderkopf 7 angeordneten

Welle 20 montiert. Der Hebel 18 liegt über dem Kipphebel, wobei seine untere geformte Fläche 22 die obere geformte Fläche 24 des Kipphebels 16 in einem mit dem Bezugszeichen 19 besonders gekennzeichneten Berührungs punkt berührt. Über dem Hebel 18 befindet sich eine im Zylinderkopf 7 drehbar angeordnete Welle 26, deren exzentrischer Teil 28 an der oberen Fläche 30 des Hebels 18 anliegt.

Wirkungsweise der Ventilvorrichtung gemäß Fig. 1.

Eine Drehbewegung der Nockenwelle 14 erzeugt eine hin- und hergehende Bewegung des Hebekopfes 15 und der Stoßelstange 16 längs einer festen Achse 21, die in eine Kippbewegung des Kipphebels 17 umgesetzt wird. Diese erzeugt eine hin- und hergehende Bewegung des Ventiles 8 längs einer durch das Bezugszeichen 23 gekennzeichneten festen Achse. Durch den Kipphebel 17 und den Hebel 18 verlaufende, angenommene Längsachsen 27 und 25 verändern ihre Lage je nach Ventilstellung.

Weitere Betriebszustände der in Fig. 1 dargestellten Konstruktion sind in den Fig. 2 und 3 gezeigt. Bei einer maximalen Ventil einstellung ist die Welle 26 soweit verdreht, daß ihr exzentrisch Teil 28 den Hebel 18 im Gegenuhrzeigersinn bis in eine maximale Lage bewegt, wie in den Fig. 1 und 2 gezeigt, in der die Achse 25 mit der Festachse 23 einen Winkel 29 einschließt. Wenn die Nockenwelle 14 soweit verdreht ist, daß sich der Nocken 14a an einem Punkt befindet, an dem er den Hebekopf 15 zwar noch nicht anhebt, an dem die Hebebewegung aber unmittelbar bevorsteht, dann befindet sich die Achse des Nockens 14a unter einem Winkel 33 zur Achse 21, das Ventil 8 ist geschlossen und der Kontakt punkt 19 befindet sich weitgehend auf der hin- und hergehenden Achse 23 (Fig. 2).

Bei der nächsten zusätzlichen Drehbewegung der Nockenwelle 14 beginnt sich der Kontakt punkt 19 längs der Kontaktflächen 22

009885/0827

Fo 7772/ 9.7.1968

- 8 -

BAD ORIGINAL

und 24 nach links zu bewegen und das Ventil öffnet sich.

Eine weitere Verdrehung der Nockenwelle bewirkt eine fortlaufende Verschiebung des Kontaktpunktes 19 nach links und eine weitergehende Öffnungsbewegung des Ventiles 8 bis zu der in Fig. 1 gezeigten maximalen Öffnungsstellung. Sobald sich die Nockenwelle über die maximale Öffnungsposition hinaus bewegt, verschiebt sich der Berührungs punkt 19 zurück nach rechts und zwar solange bis der Nocken 14a aus dem Bereich des Hebckopfes 15 gelangt ist. In dieser Position ist der Berührungs punkt 19 auf die Achse 23 zurückgekehrt, wobei sich gleichzeitig das Ventil 8 auf seinen Sitz wieder eingesetzt hat. Die Zeitdauer, in der das Ventil 8 von seinem Sitz gelöst war, wird als Betriebseinstellung des Ventiles bezeichnet.

Die Betriebseinstellung des Ventiles 8 wird durch die Drehwelle 26 verringert, deren exzentrischer Teil 28 dem Hebel 18 eine Drehbewegung im Uhrzeigersinn um die Welle 20 in die in Fig. 3 gezeigte Stellung erlaubt. Dabei bildet die Achse 25 mit der Achse 23 nunmehr einen Winkel 29', der größer als der Winkel 29 ist.

Wenn die Nockenwelle 14 den Nocken 14a wiederum bis zu dem Punkt weiterdreht, an dem die Hebebewegung des Hebekopfes einsetzt, so bildet sich zwischen der Achse des Nockens 14a und der Achse 21 wieder der Winkel 33 und zwischen der Achse 27 und der Achse 23 der Winkel 31. Bei weiterer Drehung der Nockenwelle 14 überträgt sich die Hebebewegung über den Hebekopf 15 und die Ventilstange 16 auf die linke Seite des Kipphebels 17, wobei sich der Winkel 31 vergrößert. Der Kontaktspurk 19 bleibt auf der Achse 23 bis sich der Winkel 31 zum Winkel 31' vergrößert hat (Fig. 3). Durch die Verdrehung der Nockenwelle 14 und des Nockens 14a bildet sich zwischen der Achse des Nockens 14a und der Achse 21 ein Winkel 33', der kleiner als der Winkel 33 ist. Die Differenz zwischen den Winkeln 29 und 31

FO 2772/9 7-1968

in Fig. 2 ist gleich der Differenz zwischen den Winkels 29' und 31' in Fig. 3, unter denen die Ventilöffnung einsetzt. Darauf folgt der Winkel zwischen dem Hebel 18 und dem Kipphebel 17, bei dem sich der hin- und hergehende Teil zu bewegen beginnt konstant, unabhängig vom absoluten Verdrehwinkel des Hebels.

Beginnt sich das Ventil 8 nunmehr zu öffnen, so bewegt sich der Berührungs punkt längs der Oberflächen 22 und 24 nach links. Der Beginn der Ventilöffnung wird gegenüber der in Fig. 3 gezeigten Anordnung durch die Zeitdauer verzögert, die die Nockenwelle 14 benötigt, um sich vom Winkel 33 zum Winkel 33' weiterzudrehen. Daher verändert ein Wechsel des absoluten Winkels des Armes 18 die Umfangsstellung des Nockens, bei der die Betriebeinstellung des Ventiles beginnt. In gleicher Weise schließt das Ventil gemäß der Anordnung in Fig. 3 um eine entsprechende Zeitdauer früher, so daß sich in der Anordnung nach Fig. 3 ein zweifach verkürzter Betriebsablauf einstellt, der sich durch die Winkeldifferenz zwischen den Winkeln 33 und 33' ergibt. Die Teile der Oberflächen 22 und 24 unmittelbar links der Achse 23 sind so ausgebildet, daß sich das Ventil mit einer langsamen Steigwirkung öffnet und schließt.

Eine graphische Darstellung der Wirkung einer Veränderung des Winkels 29 ist in Fig. 4 wiedergegeben. Unter der Voraussetzung, daß es sich bei dem Ventil 8 um ein Auslaßventil handelt, veranschaulicht die gestrichelte Kurve 34 den Betriebszyklus des Ventiles 8, bei dem die Achse 25 des Hebels 18 mit der Achse 23 den Winkel 29 einschließt (Fig. 2), während die gestrichelte Linie 32 den Betriebszyklus des gleichen Ventiles zeigt, wenn sich der Winkel ²⁹ zum Winkel 29' gemäß Fig. 3 vergrößert hat. Die Differenz im Betriebsablauf ergibt sich aus der Summe der Zeitperioden, die hier durch die Kennziffer 43 gekennzeichnet ist. Der langsame Abhebeffekt beim

Öffnen und Schließen des Ventiles in der Anordnung nach Fig. 3 wird durch die Bezugszeichen 44 und 45 verdeutlicht. Zu beachten ist, daß der langsame Abhebeffekt der Anordnung nach Fig. 3 eine Kombination aus den langsam ansteigenden Erhebungen der Nockenwelle und der Ausgestaltung der Oberflächen 22 und 24 ist. Dies wirkt sich dann auf die Vergrößerung der Beschleunigung vorteilhaft aus, wenn der Mechanismus auf einen maximalen Ventilablauf eingestellt ist. Falls erforderlich, kann die langsam ansteigende Erhöhung auf der Nockenwelle verändert oder beseitigt werden, so daß die Gestalt der Oberflächen 22 und 24 links der Achse 23 den langsamen Abhebeffekt für alle Einstellungen bestimmt. Die verbleibenden Teile der Oberflächen 22 und 24 können so gestaltet werden, daß die Betriebszyklus-Kurven verschiedene Form annehmen.

Die Verwendung eines gleichen Mechanismus als Einlaßventil einer Maschine ergibt einen Betriebszyklus wie er durch die Linien 36 und 38 in Fig. 4 dargestellt ist. Die senkrechte Linie in der Mitte des Diagramms kennzeichnet die obere Totpunktlage des Kolbens. Bei einem Ventilbetrieb nach den Linien 32 und 36 ist der Wert der Überlappung gleich der Strecke 40, während bei einem Ventilbetrieb gemäß der Linien 34 und 38 eine größere Überlappung auftritt, die durch die Strecke 42 gekennzeichnet ist. Demzufolge arbeiten die Ventile vorzugsweise auf den Linien 34 und 38 bei hohen Umdrehungen und nach den Linien 32 und 36 bei geringeren Drehzahlen.

Konstruktion und Wirkungsweise der Ausführungsbeispiele nach Fig. 5 und 6.

Die in Fig. 5 dargestellte Maschine besitzt eine obenliegende Nockenwelle 14', die auf den Kipphebel 17' direkt einwirkt. Das Ventil 8' hat ein kugelförmiges oberes Ende 48, welches

in eine entsprechende Rinkerbung, im Kipphebel 17' eingreift, um von der Nockenwelle 14' ausgehend seitlich auf den Kipphebel einwirkende Kräfte auszugleichen. Eine Drehbewegung der Nockenwelle 14' erzeugt eine Kippbewegung des Kipphebels 17', welche sich wiederum über den Kontaktspunkt 19 zwischen den Oberflächen 22 und 24' in die gewünschte hin- und hergehende Bewegung des Ventiles 8' umsetzt.

In Fig. 6 befindet sich die Nockenwelle 14'' im Motoblock 9' seitlich von der Mittellinie des Ventiles 8'' versetzt. Der Kipphebel 17'' gleitet mit seinem einen Ende auf der Nockenwelle 14'' und weist an seinem anderen Ende eine Fassung für eine Kugel 50 auf, die sich in einem Hebekopf 15' abstützt. Der Hebekopf 15' gleitet im Block 9' und wirkt auf das Ventil 8'' direkt ein. Zum Zwecke einer besseren Übersicht wurden in der Anordnung nach Fig. 6 die Ventilfeder sowie der Federdeckel nicht mit eingezzeichnet.

Die Welle 20' befindet sich unterhalb des Hebekopfes 15' und der Hebel 18 ist so unterhalb des Kipphebels 17'' angeordnet, daß die Oberflächen 22 und 24'' sich im Kontaktspunkt 19 berühren. Die Welle 26 liegt unter dem Hebel 18, so daß ihr exzentrischer Teil die Oberfläche 30 des Hebels 18 in oben beschriebener Weise berührt. Eine Verdrehung des Nockens 14'' wird direkt in eine Kippbewegung des Kipphebels 17'' umgesetzt, wobei der Kipphebel durch Verdrehen um seinen Berührungs punkt 19 zwischen den Flächen 22 und 24'' eine hin- und hergehende Bewegung des Hebekopfes 15' und des Ventiles 8' erzeugt. Wie oben beschrieben ist der Hebel 18 zur Verstellung des Betriebsablaufes um die Welle 20 drehbar.

Ein hydraulisches Schaltgerät kann in dem erfundungsgemäßen Mechanismus vorgesehen sein, wobei der Schalter auf der hin- und hergehenden Achse des Ventiles angeordnet ist und mit der

vom Ventil entgegengesetzten Hebelseite in Kontakt steht. Die Welle 20 bzw. 20' ist dann überflüssig, da das Schaltgerät im Hebel befestigt ist und der Schalterkopf die Drehachse für den Hebel darstellt. Ein U-förmig gebogenes Teil kann mit seinen Schenkeln den Hebel und den Kipphobel umgreifen, um dadurch Drehbewegungen zu verhindern.

Im Motor können auf die Motordrehzahl oder den Unterdruck ansprechende Mittel mit einem Servomotor gekoppelt sein, der Über eine Verdrehung der Welle 26 den gewünschten Betriebsablauf automatisch einstellt, oder es können durch die Hand des Fahrers zu betätigende Mittel zur Einstellung der Welle 26 gewählt werden. In anderen Geräten, wie z.B. in hin- und hergehenden Pumpen, können vom Ausflußdruck gesteuerte Mittel zur Positionierung der Welle 26 gewählt werden.

Die Erfindung schafft demzufolge einen Mechanismus zur Veränderung des Betriebsablaufes eines hin- und hergehenden Teiles, bei der ein bewegliches Drehpunktteil mit einem Kipphobel derart in Berührung gebracht wird, daß sich der Drehpunkt und mit ihm der Winkel des Drehpunktteiles zur Festlegung der Zeitdauer des Betriebsablaufes verändert. Der Mechanismus ist vorzugsweise so ausgestaltet, daß sich während des Betriebsablaufes der Drehpunkt längs zweier Kontaktflächen verschiebt und auf die Achse des hin- und hergehenden Teiles zurückkehrt, wenn sich dieses Teil in seine zurückgezogene oder geschlossene Stellung bewegt. Alternativ hierzu kann der Mechanismus so ausgestaltet sein, daß sich der Drehpunkt in verschiedenen Lagen längs der Kontaktflächen befindet, wenn das hin- und hergehende Teil zurückgezogen ist, wobei die Distanz des Drehpunktes von der hin- und hergehenden Achse die Verzögerung des Betriebsablaufes bestimmt. Eine derartige Alternative kann durch eine Veränderung der Ausbildung der Kontaktflächen des Kipphobels und des Drehpunktteiles erreicht werden.

Der Hauptvorteil des Mechanismus liegt in der Möglichkeit einer Veränderung des Betriebsablaufes eines hin- und hergehenden Teiles, beispielsweise eines Ventiles, zu erreichen, ohne daß extrem starke Beschleunigungs- oder Bremskräfte auf irgendein Einzelteil im Betriebsmechanismus einwirken. Dieser Vorteil, kombiniert mit der einfachen und leichten Herstellung, ergibt eine erhebliche Vergrößerung der Wirtschaftlichkeit und der Leistungsfähigkeit sowie eine Reduzierung der unerwünschten Auspuffgase einer Maschine mit innerer Verbrennung.

Patentansprüche /

Patentansprüche

1. Vorrichtung zur Veränderung des Betriebsablaufes von Einlaß- und Auslaßventilen in Kolbenmaschinen, insbesondere Brennkraftmaschinen, dadurch gekennzeichnet, daß ein den Drehpunkt (19) eines Kipphebels (17, 17', 17'') verändernder Schwenkhebel (18) unmittelbar über dem Kipphebel (17, 17', 17'') angeordnet ist, daß der Berührungs punkt der beiden gegenüberliegenden Hebelflächen (22 und 24) den Kipphebeldrehpunkt (19) darstellt, welcher im Betrieb längs der beiden Hebelflächen (22 und 24) verschiebbar ist, und daß zur Änderung des Betriebsablaufes der Ventile Mittel (26, 28) zum Verstellen des Hebeles (18) vorgesehen sind.

2. Vorrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der den Kipphebeldrehpunkt (19) verändernde Schwenkhebel (18) an der dem Ventil (8) entgegengesetzten Seite des Kipphebels (17) angeordnet und an seinem einen Ende um eine Welle (20) drehbar befestigt ist, so daß die untere Fläche (22) des Schwenkhebels (18) auf der oberen Seite (24) des Kipphebels (17) aufliegt.

3. Vorrichtung nach Anspruch 1 und 2, dadurch gekennzeichnet, daß im Betriebsablauf des Ventiles der Kipphebeldrehpunkt (19) längs der Flächen (22 und 24) verschiebbar ist.

4. Vorrichtung nach Anspruch 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß der Zeitpunkt, bei dem die Ventilbewegung einsetzt, durch den von der Ventillachse (23) und der Schwenkhebelachse (25) eingeschlossenen Winkel (29) veränderbar ist.

5. Vorrichtung nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß zur Verstellung des Hebels (29) ein Exzenter (28) einer drehbaren Welle (26) vorgesehen ist, der auf der oberen Fläche des Schwenkhebels (18) aufliegt.

6. Vorrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Winkel zwischen der Schwenkhebelachse (25) und der Kipphebelachse (27), unter dem die Ventilbewegung beginnt, konstant und unabhängig vom Winkel (29) zwischen der Schwenkarmachse (25) und der Ventilachse (23) ist.

7. Vorrichtung nach Anspruch 1 und 6, dadurch gekennzeichnet, daß sich der Kontaktpunkt (19) zwischen dem Schwenkhebel (18) und dem Kipphebel (17) auf der Ventilachse (23) befindet, solange das Ventil in Ruhestellung ist.

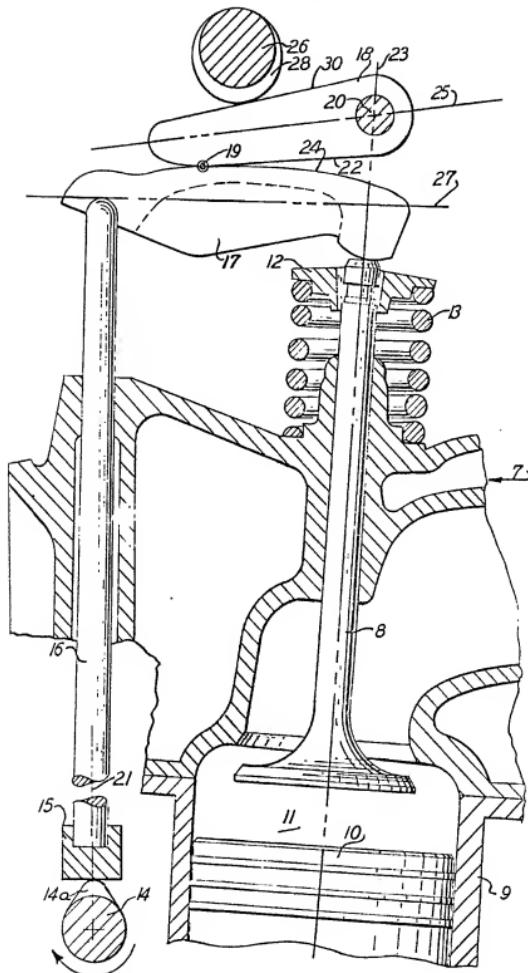
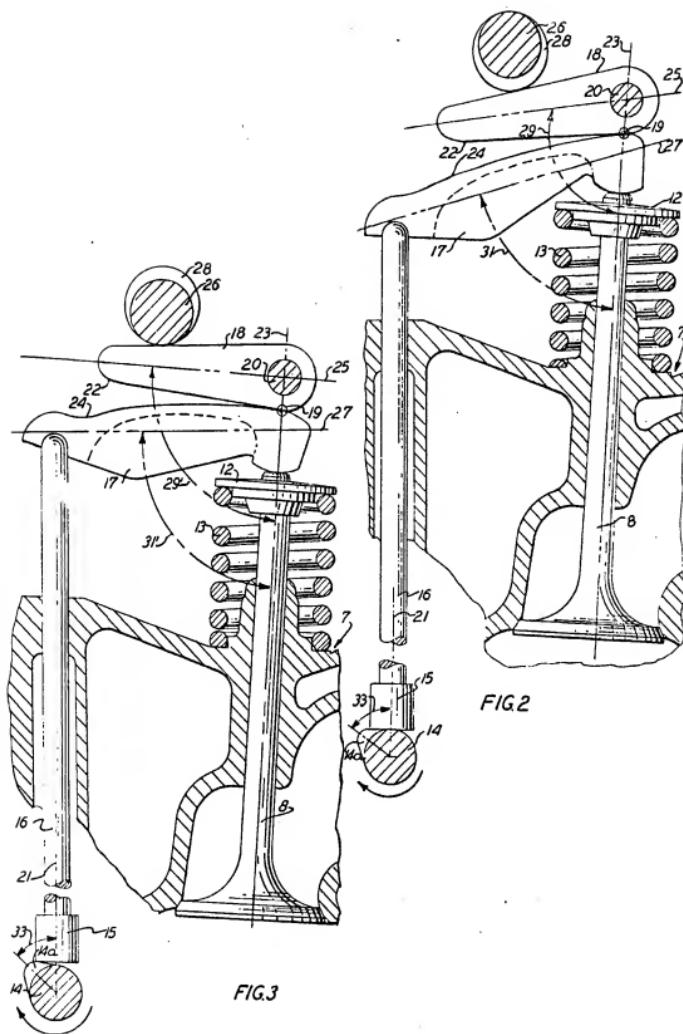


FIG. 1

009885/0827



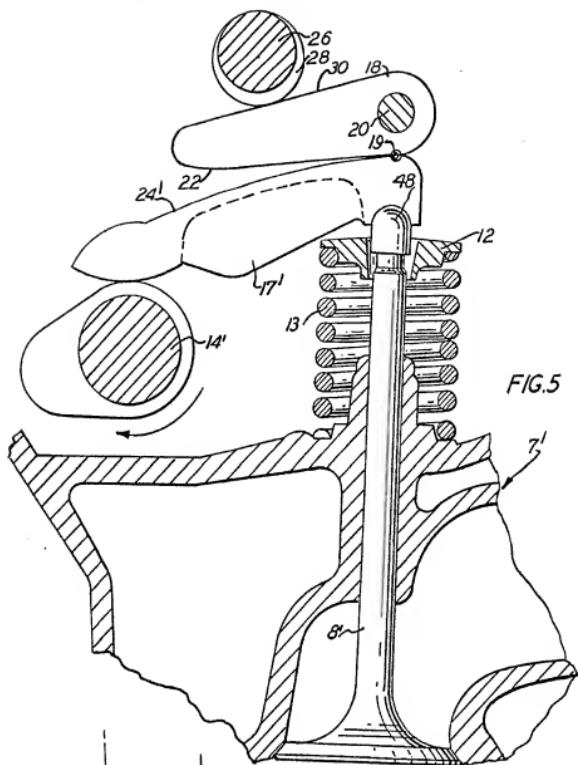


FIG.5

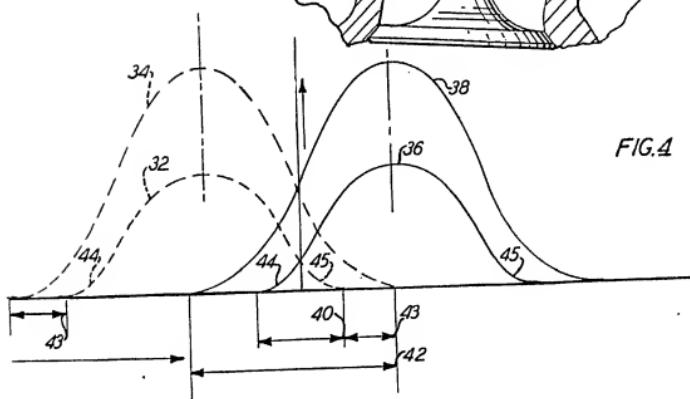


FIG.4

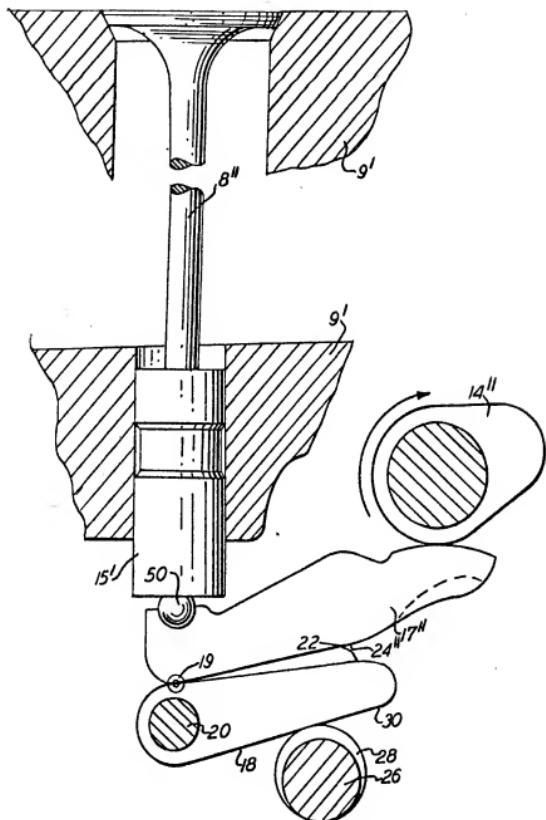


FIG.6